



⑩ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ Offenlegungsschrift  
⑩ DE 102 13 820 A 1

⑥ Int. Cl. 7:  
F 16 H 3/44

⑩ Unionspriorität:  
P 01-097435 29. 03. 2001 JP

⑪ Anmelder:  
Aisin AW Co., Ltd., Anjo, Aichi, JP

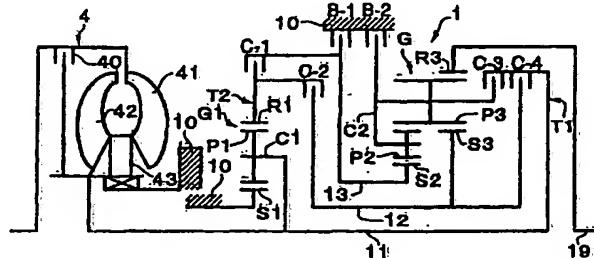
⑫ Vertreter:  
Tiedtke, Bühling, Kinne & Partner GbR, 80336  
München

⑫ Erfinder:  
Hayabuchi, Masahiro, Anjo, Aichi, JP; Nishida,  
Masaaki, Anjo, Aichi, JP; Kasuya, Satoru, Anjo,  
Aichi, JP; Gotou, Kenji, Anjo, Aichi, JP; Aoki,  
Toshihiko, Anjo, Aichi, JP

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

⑩ Automatikgetriebe für ein Fahrzeug

⑩ Ein Mehrgangautomatikgetriebe verbessert den Übertragungswirkungsgrad durch Vermindern des Mitnahmeverlusts auf Grund einer Hochdrehzahlumdrehung eines freidrehenden Elements eines Planetenradsatzes. Ein Automatikgetriebe für ein Fahrzeug umfasst folgendes: einen ersten Eingangspfad T1 eines ersten Übersetzungsverhältnisses; einen Eingangspfad T2, der ein größeres Übersetzungsverhältnis als dieser Eingangspfad T1 hat; einen Planetenradsatz mit vier Elementen, wobei die vier Elemente ein erstes Element, ein zweites Element, ein drittes Element und ein vierstes Element in der Reihenfolge der Elemente in einem Drehzahldiagramm sind; eine Kupplung C-2, die eine Drehung des Eingangspfads T2 auf das erste Element S3 überträgt; eine Kupplung C-1, die die Drehung von dem Eingangspfad T2 auf das vierte Element S2 überträgt; eine Kupplung C-4, die eine Drehung von dem Eingangspfad T1 auf das erste Element überträgt; eine Kupplung C-3, die die Drehung von dem Eingangspfad T1 auf das zweite Element C3 überträgt; eine Bremse B-1, die den Eingriff des vierten Elements herstellt; eine Bremse B-2, die den Eingriff des zweiten Elements herstellt; und ein Abtriebselement, das mit dem dritten Element R3 gekoppelt ist. Demgemäß wird eine Erhöhung des Mitnahmewiderstands verhindert, da keine äußerst hohe Drehzahl des freidrehenden Elements erzeugt wird, selbst wenn ein Gang erzielt wird unter Verwendung einer Kombination der Eingriffselemente.



DE 102 13 820 A 1

DE 102 13 820 A 1

## Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein in einem Fahrzeug eingesetztes Mehrgangautomatikgetriebe und insbesondere auf dessen Antriebsstrang.

[0002] Es gibt einen Bedarf für in Fahrzeug montierte Automatikgetriebe, die mehrere Gänge haben, um die Fahrbarkeit zu gewährleisten und den Kraftstoffverbrauch zu verbessern, was angesichts des Energiesparens notwendig ist. Ansprechend auf diesen Bedarf entstand ein Bedarf für eine weitere Verminderung der Anzahl der Gangänderungselemente und Eingriffselemente (nachfolgend werden in dieser Beschreibung Kupplungen und Bremsen allgemein als Eingriffselemente bezeichnet) pro Gang eines Antriebsstranges.

[0003] Angesichts des Stands der Technik aus dieser Perspektive offenbart die Offenlegungsschrift der Patentanmeldung Nr. 2778278 eine Technik, die sechs Gänge erzielt durch die Steuerung gemäß fünf Eingriffselementen durch Einleiten von unterschiedlichen Drehungen auf einen Planetenradsatz mit vier Elementen. Diese einschlägige Technik setzt eine Struktur ein, wobei ein Element ein Reaktionskraftelement ist, das sich in Eingriff mit einer Bremse befindet, das einen höchsten Gang erzielt durch Erhöhen einer Drehzahl eines Abtriebselementes bezüglich einem Eingangselement.

[0004] Bei einem Planetenradsatz mit vier Elementen ist jedoch mit der Ausnahme eines direkt gekoppelten Ganges ein Element niemals in die Kraftübertragung involviert, wobei die Drehung nicht mit dem Kupplungseingriff übertragen wird, außerdem befindet sich das Element nicht mittels eines Bremseingriffs in Eingriff, da es kein Reaktionskraftelement ist. Deshalb dreht sich das Element frei, da es mit einem Element kämmt, das in die Kraftübertragung involviert ist. Insbesondere bei der einschlägigen Technik bei den höheren Gängen des fünften und sechsten Ganges und insbesondere bei dem sechsten Gang, der der höchste Gang ist, der für die längsten Zeitperioden verwendet wird, wenn ein Fahrzeug normal betrieben wird, dreht sich das freidrehende Element mit einer äußerst hohen Drehzahl zusammen mit der Overdrivedrehung des Abtriebselementes. Bei diesem Zustand erhöht sich der Widerstand durch das Mitschleppen des außer Eingriff befindlichen Eingriffselementes, das mit dem freidrehenden Element verbunden ist. Dies führt zu einem Kraftübertragungsverlust, wodurch der Übertragungswirkungsgrad des Automatikgetriebes vermindert ist.

[0005] Angesichts dessen besteht die Hauptaufgabe der vorliegenden Erfindung in der Verbesserung des Übertragungswirkungsgrads durch Vermindern des Mitschleppverlusts von einem Eingriffselement, der erzeugt wird durch eine Erhöhung der Drehzahl von jedem Element mit dem Planetenradsatz, wenn jeder Gang erzielt wird und insbesondere bei dem höchsten Gang. Ein weiteres Merkmal der vorliegenden Erfindung besteht in der Verbesserung des Übertragungswirkungsgrads durch Einrichten des höchsten Ganges als den direkt gekoppelten Gang und vermindern des Getriebeübertragungsverlusts bei einem Automatikgetriebe für ein Fahrzeug, das mehrere Gänge erzielt durch Einleiten von zwei unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen auf den Planetenradsatz.

[0006] Um die vorangegangene Aufgabe zu lösen, wird ein erfindungsgemäßes Automatikgetriebe für ein Fahrzeug geschaffen mit: Einem ersten Eingangspfad mit einem fixen ersten Übersetzungsverhältnis bezüglich einer Drehung einer Eingangswelle; Einem zweiten Eingangspfad mit einem fixen zweiten Übersetzungsverhältnis, das größer als das erste Übersetzungsverhältnis ist; Einem Planetenradsatz mit vier Elementen mit einer Kombination aus einer Vielzahl

von Planetenrädern, wobei die vier Elemente des Planetenradsatzes ein erstes Element, ein zweites Element, ein drittes Element und ein vierstes Element in der Reihenfolge der Elemente in einem Drehzahldiagramm sind; Einer zweiten

5 Kupplung, die eine Drehung von dem zweiten Eingangspfad auf das erste Element überträgt; Einer ersten Kupplung, die die Drehung von dem zweiten Eingangspfad auf das vierte Element überträgt; Einer vierten Kupplung, die eine Drehung von dem ersten Eingangspfad auf das erste Element überträgt; Einer dritten Kupplung, die die Drehung von dem ersten Eingangspfad auf das zweite Element überträgt; Einer ersten Bremse, die sich in Eingriff mit dem vierten Element befindet; Einer zweiten Bremse, die sich in Eingriff mit dem zweiten Element befindet; Und einem Abtriebselement, das 15 mit dem dritten Element gekoppelt ist.

[0007] Gemäß diesem Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung ist es möglich, eine Erhöhung des Widerstands durch das Mitschleppen eines Eingriffselementes zu verhindern, das mit dem freidrehenden Element verbunden ist, da das Element, das frei drehen würde, sich nicht mit einer äußerst hohen Drehzahl dreht auf Grund der Steuerung von jedem Element des Planetenradsatzes gemäß jeder Eingriffskombination der Eingriffselemente. Darüber hinaus ist die Steuerung der Eingriffselemente beim Hoch- und Runterschalten erleichtert auf Grund der Tatsache, dass eine Rückwärtssdrehung des freidrehenden Elements nicht bei den Vorgängen auftritt.

[0008] Gemäß einer anderen Gestalt des vorangegangenen Gesichtspunkts der vorliegenden Erfindung ist es auch 30 wirksam, dass bezüglich dem Eingriff der ersten Bremse ein erster Gang erzielt wird durch den Eingriff der vierten Kupplung und ein zweiter Gang erzielt wird durch den Eingriff der zweiten Kupplung; bezüglich dem Eingriff der dritten Kupplung ein dritter Gang erzielt wird durch den Eingriff der ersten Bremse, ein vierter Gang erzielt wird durch den Eingriff der zweiten Kupplung und ein fünfter Gang erzielt wird durch den Eingriff der vierten Kupplung; und bezüglich dem Eingriff: der ersten Kupplung ein sechster Gang erzielt wird durch den Eingriff der dritten Kupplung, 40 ein siebenter Gang erzielt wird durch den Eingriff der vierten Kupplung und ein achter Gang erzielt wird durch den Eingriff der zweiten Kupplung.

[0009] Gemäß dieser Struktur ist es möglich, eine Erhöhung des Widerstandes durch das Mitschleppen eines mit einem freidrehenden Element verbundenen Eingriffselementes zu verhindern, da eine äußerst hohe Drehzahl eines Elements verhindert wird, das sich frei dreht, wenn jeder Vorgang erzielt wird, und da insbesondere mit der Ausnahme des dritten Ganges, der ein langsamer Gang ist, eine freie Drehung nicht auftritt, die die eingeleitete Drehung überschreitet. Die Steuerung der Eingriffselemente während dem Hoch- und Herunterschalten ist auch erleichtert auf Grund der Tatsache, dass ein Rückwärtssdrehung des freidrehenden Elements nicht bei den Vorgängen auftritt. Da darüber hinaus der Planetenradsatz direkt gekoppelt wird, wenn der höchste Gang erzielt wird, ist es möglich, einen Übertragungsverlust des Planetenradsatzes bei dem höchsten Gang zu beseitigen, der für die längste Zeitperiode während einer normalen Fahrt des Fahrzeugs verwendet 55 wird. Des Weiteren verbessert die Kombination dieser Eigenschaften den Übertragungswirkungsgrad des Automatikgetriebes.

[0010] Gemäß noch einer anderen Gestalt des vorangegangenen Gesichtspunkts der vorliegenden Erfindung kann 60 eine Struktur eingesetzt werden, die des Weiteren einen Overdriveplanetenradsatz aufweist zum Abgeben einer Overdrivedrehung und Abgeben der Drehung von der Eingangswelle, wobei der Eingangspfad von dem Overdrive-

lanetenradsatzes der zweite Eingangspfad ist, und wobei der Eingangspfad von der Eingangswelle, der nicht durch den Overdriveplanetenradsatz hindurchtritt, der erste Eingangspfad ist.

[0011] Gemäß dieser Struktur wird die Drehung des Eingangspfad direkt gekoppelt und eine Overdriveregelung bezüglich der Eingangsrotation. In Folge dessen wird die Übersetzungsverhältnisbandbreite von dem langsamsten Gang zu dem höchsten Gang, die erzielt wird auf der Grundlage dieser Drehungen, in der Richtung eines Overdrives vergrößert. Dies ermöglicht, dass jedes Übersetzungsverhältnis der mehrfachen Gänge in einem breiten Bereich eingerichtet wird.

[0012] Gemäß noch einer anderen Gestalt des vorangegangenen Gesichtspunkts der vorliegenden Erfindung ist es auch wirksam, den Planetenradsatz zu haben, der folgendes aufweist: einen Ravigneauxradsatz, wobei das erste Element ein Sonnenrad ist, das zweite Element ein Träger ist, der sowohl ein kurzes Ritzel, das mit diesem Sonnenrad kämmt, als auch ein langes Ritzel stützt, das mit diesem kurzen Ritzel kämmt, das dritte Element ein Zahnkranz ist, der mit dem langen Ritzel kämmt und das vierte Element ein anderes Sonnenrad ist, das mit dem langen Ritzel kämmt.

[0013] Gemäß dieser Struktur ist es möglich, einen Planetenradsatz mit vier Elementen kompakt herzustellen, und insbesondere die axialen Abmessungen zu vermindern und dadurch die axiale Länge des Automatikgetriebes, da die Elemente, die die Elemente des Planetenradsatzes verbinden, beseitigt werden können.

[0014] Fig. 1 zeigt eine Skizze eines Antriebsstrangs gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel eines Automatikgetriebes für ein Fahrzeug, auf das die vorliegende Erfindung angewandt ist.

[0015] Fig. 2 zeigt eine Tabelle von Einrichtungen der Übersetzungsverhältnisse und Übersetzungsverhältnisstufen zusammen mit dem Betrieb des Antriebsstrangs gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel.

[0016] Fig. 3 zeigt ein Drehzahldiagramm des Antriebsstrangs gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel.

[0017] Fig. 4 zeigt eine Skizze eines Antriebsstrangs eines zweiten Ausführungsbeispiels.

[0018] Fig. 5 zeigt eine Tabelle von Einrichtungen der Übersetzungsverhältnisse und Übersetzungsverhältnisstufen zusammen mit dem Betrieb des Antriebsstrangs gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel.

[0019] Fig. 6 zeigt ein Drehzahldiagramm des Antriebsstrangs gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel.

[0020] Fig. 7 zeigt eine Skizze eines Antriebsstrangs gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel.

[0021] Fig. 8 zeigt eine Tabelle der Einrichtung für Übersetzungsverhältnisse und Übersetzungsverhältnisstufen zusammen mit dem Betrieb des Antriebsstrangs gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel.

[0022] Fig. 9 zeigt ein Drehzahldiagramm des Antriebsstrangs gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel.

[0023] Fig. 10 zeigt eine Skizze eines Antriebsstrangs gemäß einem vierten Ausführungsbeispiel.

[0024] Fig. 11 zeigt eine Tabelle von Einrichtungen der Übersetzungsverhältnisse und Übersetzungsverhältnisstufen zusammen mit dem Betrieb des Antriebsstrangs gemäß dem vierten Ausführungsbeispiel.

[0025] Fig. 12 zeigt ein Drehzahldiagramm des Antriebsstrangs gemäß dem vierten Ausführungsbeispiel.

[0026] Fig. 13 zeigt eine Skizze eines Antriebsstrangs gemäß einem fünften Ausführungsbeispiel.

[0027] Fig. 14 zeigt eine Tabelle von Einrichtungen der Übersetzungsverhältnisse und Übersetzungsverhältnisstufen zusammen mit dem Betrieb des Antriebsstrangs gemäß

dem fünften Ausführungsbeispiel.

[0028] Fig. 15 zeigt ein Drehzahldiagramm des Antriebsstrangs gemäß dem fünften Ausführungsbeispiel.

[0029] Fig. 16 zeigt eine Tabelle der Beziehungen der Gänge, wobei das Schalten möglich ist ohne gleichzeitig zwei Elemente wiederzugreifen bei jedem der Ausführungsbeispiele.

[0030] Nachfolgend werden die Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beschrieben. Fig. 13 zeigt ein erstes Ausführungsbeispiel eines Automatikgetriebes für ein Fahrzeug, bei dem die vorliegende Erfindung eingesetzt ist. Wie in der Skizze von Fig. 1 gezeigt ist, die den Antriebsstrang darstellt, ist dieses Automatikgetriebe in einer Längsrichtung bezüglich dem Fahrzeug bei einem Fahrzeug mit Frontmotor und Heckantrieb angeordnet.

[0031] Der Antriebsstrang weist einen Drehmomentwandler 4 mit drei Elementen mit einer Wandlerüberbrückungskupplung 40 als eine Startvorrichtung auf, und ein Getriebe 1 ist an dessen Abtriebsseite positioniert. Der Drehmomentwandler 4 hat ein Pumpenrad 41, einen Turbinenläufer 42 und einen Stator 43. Darüber hinaus ist der Turbinenläufer 43 des Drehmomentwandlers 4 mit einer Eingangswelle 11 des Getriebes 1 gekoppelt und ein Abtriebselement des Getriebes ist mit einem Abtriebselement 19 gekoppelt.

[0032] Das Getriebe 1 weist folgendes auf: Einen ersten Eingangspfad T1 mit einem ersten fixen Übersetzungsverhältnis (ein direkt gekoppeltes Übersetzungsverhältnis 1 bei diesem Ausführungsbeispiel) bezüglich einer Drehung einer

Eingangswelle 11; einen zweiten Eingangspfad T2 mit einem fixen zweiten Übersetzungsverhältnis (ein Overdrive-übersetzungsverhältnis, das größer ist als das Übersetzungsverhältnis 1 bei diesem Ausführungsbeispiel), das größer als das erste Übersetzungsverhältnis ist; einen Planetenradsatz

(Ravigneaux Planetenradsatz bei diesem Ausführungsbeispiel) G mit vier Elementen mit einer Kombination aus einer Vielzahl von Planetenrädern, wobei die vier Elemente des Planetenradsatzes G ein erstes Element, ein zweites Element, ein drittes Element und ein vierstes Element in der Reihenfolge der Elemente auf einem Drehzahldiagramm sind; eine zweite Kupplung (C-2) (in dieser gesamten Beschreibung wird jedes Eingriffselement in der Reihenfolge bezeichnet, wobei von der Nähe zu dem Drehmomentwandler an der Eingangsseite begonnen wird. Dies betrifft auch auf die anderen folgenden Ausführungsbeispiele) zum Übertragen einer Drehung von dem zweiten Eingangspfad T2 auf das erste Element S3; eine erste Kupplung (C-1) zum Übertragen einer Drehung von dem zweiten Eingangspfad T2 auf das vierte Element S2; eine vierte Kupplung (C-4) zum

Übertragen einer Drehung von dem ersten Eingangspfad T1 auf ein erstes Element S3; eine dritte Kupplung (C-3) zum Übertragen einer Drehung von dem ersten Eingangspfad T1 auf ein zweites Element C2 (C3); eine erste Bremse (B-1) zum in Eingriff treten mit dem vierten Element S2; eine zweite Bremse B-2 zum in Eingriff treten mit dem zweiten Element C2 (C3); und eine Abtriebswelle 19 als ein Abtriebselement, das mit dem dritten Element R2 (R3) gekoppelt ist.

[0033] Dieser Antriebsstrang hat einen Overdriveplanetenradsatz G1 für den Overdrive und Abgeben einer Drehung von der Eingangswelle 11 als ein Mittel zum Erzeugen einer Drehung mit einem Übersetzungsverhältnis bei dem zweiten Eingangspfad T2, das unterschiedlich von dem des ersten Eingangspfades T1 ist. Demgemäß ist der Eingangspfad von dem Overdriveplanetenradsatz G1 als der zweite Eingangspfad T2 eingerichtet und ein direkt mit der Eingangswelle 11 gekoppelter Eingangspfad, der nicht durch den Overdriveplanetenradsatz G1 hindurchführt, ist als der

erste Eingangspfad T1 eingerichtet.

[0034] Bezuglich den vier Elementen, die den Planetenradsatz G bilden, ist das erste Element S3 ein großdurchmessriges Sonnenrad; das zweite Element C2 (C3) ist ein gemeinsames Trägerrad, das zwei Ritzel P2 und P3 stützt, das dritte Element R2 (R3) ist ein gemeinsamer Zahnkranz; und das vierte Element S2 ist ein kleindurchmessriges Sonnenrad. Die beiden Ritzel P2 und P3 weisen ein langes Ritzel P3 und ein kurzes Ritzel P2 auf, die extern miteinander kämmen, und sich auf eine derartige Weise in Beziehung zu einander befinden, dass das kurze Ritzel P2 extern mit dem kleindurchmessrigen Sonnenrad S2 kämmt und das lange Ritzel P3 extern mit dem großdurchmessrigen Sonnenrad S3 kämmt sowie intern mit dem Zahnkranz R3 kämmt.

[0035] Der Overdriveplanetenradsatz G1 ist ein einfacher Planetenradsatz mit drei Elementen: einem Sonnenrad S1, einem Träger C1, der das Ritzel P1 stützt, das extern mit diesem Sonnenrad S1 kämmt, und einem Zahnkranz R1, der intern mit dem Ritzel P1 kämmt. Mit dieser Bauweise ist der Träger C1 ein Eingangselement, das mit der Eingangswelle 11 gekoppelt ist.

[0036] Der Zahnkranz R1 als ein Abtriebselement ist mit der Nabenseite der ersten Kupplung (C-1) und mit der Trommelseite der zweiten Kupplung (C-2) gekoppelt. Das Sonnenrad S1 als ein Reaktionselement ist mit einem Getriebegehäuse 10 fixiert.

[0037] Die erste Kupplung (C-1) ist eine Mehrscheiben-Kupplung, bei der die Nabe mit dem Zahnkranz R1 des Overdriveplanetenradsatzes G1 als der zweite Eingangspfad T1 wie vorstehend beschrieben gekoppelt ist und die Trommel ist mit dem kleindurchmessrigen Sonnenrad S2 gekoppelt über ein Kraftübertragungselement 13.

[0038] Die zweite Kupplung (C-2) ist auch eine Mehrscheiben-Kupplung, bei der die Trommel mit dem Zahnkranz R1 des Overdriveplanetenradsatzes G1 als der zweite Eingangspfad T2 gekoppelt ist über ein Nabe an der ersten Kupplung (C-1), und die Nabe ist mit dem großdurchmessrigen Sonnenrad S3 des Planetenradsatzes G über ein Kraftübertragungselement 12 gekoppelt.

[0039] Die dritte Kupplung (C-3) ist auch eine Mehrscheiben-Kupplung, bei der die Trommel gekoppelt ist mit der Eingangswelle 11 als der erste Eingangspfad T1 über eine Trommel der vierten Kupplung (C-4), und die Nabe ist mit dem gemeinsamen Träger C2 (C3) des Planetenradsatzes G gekoppelt.

[0040] Die vierte Kupplung (C-4) ist auch eine Mehrscheiben-Kupplung, bei der die Trommel gekoppelt ist mit der Eingangswelle 11 als der erste Eingangspfad T1, und die Nabe ist gekoppelt mit dem großdurchmessrigen Sonnenrad S3 des Planetenradsatzes G.

[0041] Die ersten Bremse (B-1) ist eine Mehrscheibenbremse, die gekoppelt ist mit der Trommel der ersten Kupplung (C-1) an der Nabenseite, und die sich in Eingriff befindet mit dem kleindurchmessrigen Sonnenrad S2 des Planetenradsatzes G mit dem Getriebegehäuse 10 auf der Grundlage einer Verbindung über die erste Kupplung (C-1) und das Kraftübertragungselement 13 des Planetenradsatzes G.

[0042] Die zweite Bremse (B-2) ist ein Mehrscheibenbremse, bei der die Nabe gekoppelt ist bei dem gemeinsamen Träger C2 (C3) des Planetenradsatzes G.

[0043] Das auf diese Weise aufgebaute Automatikgetriebe führt Gangwechsel durch auf der Grundlage einer Fahrzeulast in einem Drehzahlbereich gemäß einem Bereich, der gewählt ist durch den Fahrer mittels einer Steuerung durch eine elektronische Steuervorrichtung und einer hydraulischen Steuervorrichtung, die beide nicht gezeigt sind. Fig. 2 zeigt ein Tabelle, die Gänge darstellt, die mit dem Eingriff und Lösen des Eingriffs der Kupplungen und Bremsen er-

zielt werden, die durch Bezugssymbole in der Zeichnung bezeichnet sind (ein Kreis bezeichnet den Eingriff und die Abwesenheit bezeichnet den gelösten Eingriff), ein Übersetzungsverhältnis von jedem Gang und einen Übersetzungsverhältnisschritt (Sprung). Die als ein Beispiel in dieser Tabelle gezeigten Übersetzungsverhältnisse sind derart eingerichtet, dass das Übersetzungsverhältnis des Sonnenrads S1 gegenüber dem Zahnkranz R1 des Overdriveplanetenradsatzes G1 gleich  $\gamma_1 = 0,59$  ist, das Übersetzungsverhältnis des kleindurchmessrigen Sonnenrads S2 gegenüber dem gemeinsamen Zahnkranz R2 (R3), das heißt an der Doppelritzelseite des Planetenradsatzes G beträgt  $\gamma_2 = 0,435$  und das Übersetzungsverhältnis des großdurchmessrigen Sonnenrads S3 gegenüber dem gemeinsamen Zahnkranz R3 (R3), das heißt an der Einzelritzelseite, beträgt  $\gamma_3 = 0,435$ . Das Gesamtübersetzungsverhältnis ist dabei:

Erster Gang: 2,538

Zweiter Gang: 2,226 (Sprung zwischen ersten und zweiten Gang: 1,59)

Dritter Gang: 1,769 (Sprung zwischen zweiten und dritten Gang: 1,26)

Vierter Gang: 1,345 (Sprung zwischen dritten und vierten Gang: 1,32)

Fünfter Gang: 1,000 (Sprung zwischen vierten und fünften Gang 1,35)

Sechster Gang: 0,796 (Sprung zwischen fünften und sechsten Gang: 1,26)

Siebenter Gang: 0,703 (Sprung zwischen sechsten und siebenten Gang: 1,13)

Achter Gang: 0,629 (Sprung zwischen siebenten und acht Gang: 1,12)

Rückwärtsgang: -2,300

Der Gesamtsprung beträgt dann 5,62:

[0044] Des Weiteren zeigt Fig. 3 ein Drehzahldiagramm der Beziehung zwischen den Gängen, die erzielt werden durch den Eingriff der Kupplungen und Bremsen (der Eingriff wird durch den Kreis bezeichnet) und dem Übersetzungsverhältnis von jedem Element dabei. Die vertikale Achse des Drehzahldiagramms zeigt jedes der Elemente des Overdriveplanetenradsatzes G1 und des Planetenradsatzes G jeweils, wobei die horizontale Breite zwischen diesen Achsen die Beziehung der Übersetzungsverhältnisse und die vertikale Positionierung das Übersetzungsverhältnis zeigt. Das Sonnenrad S1 des Overdriveplanetenradsatzes G1 ist

übrigens fixiert (Übersetzungsverhältnis 0) und der Eingang (Übersetzungsverhältnis 1) wird auf das Trägerrad C1 aufgebracht. In Folge dessen wird eine Overdrivedrehung auf den Zahnkranz R1 abgegeben (das Übersetzungsverhältnis der Schnittpunkte der geraden Linie), die den Punkt des Übersetzungsverhältnisses 0 des Sonnenrads und des Übersetzungsverhältnisses 1 des Trägers C1 verbindet, und der vertikale Linie, die den Zahnkranz R1 bezeichnet, gleich 1,445, wenn das Übersetzungsverhältnis wie vorstehend angekennert eingerichtet ist. Wenn diese Overdrivedrehung auf

das kleindurchmessrige Sonnenrad S2 des Planetenradsatzes G eingeleitet wird durch den Eingriff der ersten Kupplung (C-1), wird eine Overdrivedrehung des acht Ganges bis zu dem sechsten Gang abgegeben an den gemeinsamen Zahnkranz R2, R3 durch Einleiten der Overdrivedrehung (Übersetzungsverhältnis 1,445) oder der Overdrive-freien Drehung (Übersetzungsverhältnis 1) auf das großdurchmessrige Sonnenrad S3 oder den gemeinsamen Träger C2 (C3) durch den Eingriff einer aus der zweiten, dritten oder vierten Kupplung.

[0045] Wie unter Bezugnahme auf Fig. 1 bis 3 bewiesen ist, wird der erste Gang erzielt durch den Eingriff der vierten Kupplung (C-4) und der ersten Bremse (B-1). Dabei wird die Drehung des ersten Übersetzungsverhältnisses (Over-

drive-freie Drehung) von der Eingangswelle 11 (der erste Eingangspfad T1) auf das großdurchmessrige Sonnenrad S3 eingeleitet über die vierte Kupplung (C-4). Die Reaktionskraft wird dann von dem kleindurchmessrigen Sonnenrad S2 genommen, das sich in Eingriff befindet durch den Eingriff der ersten Bremse (B-1), so dass eine verzögerte Drehung des größten Reduktionsverhältnisses des gemeinsamen Zahnkranzes R2 (R3) an die Abtriebswelle 19 abgegeben wird.

[0046] Als nächstes wird der zweite Gang erzielt durch den Eingriff der zweiten Kupplung (C-2) und der ersten Bremse (B-1). Dabei wird die Drehung der Eingangswelle 11, die eine Overdrive-drehung ist über den Overdrive-planetensatz B1, auf das großdurchmessrige Sonnenrad S3 eingeleitet über den zweiten Eingangspfad T2 und die zweite Kupplung (C-2). Die Reaktionskraft wird dann von dem kleindurchmessrigen Sonnenrad S2 genommen, das sich in Eingriff befindet durch den Eingriff der ersten Bremse (B-1), so dass eine verzögerte Drehung des gemeinsamen Zahnkranzes R2 (R3) auf die Abtriebswelle 19 eingeleitet wird. Das Übersetzungsverhältnis wird dabei größer als das des ersten Ganges, da die eingeleitete Drehung eine Overdrive-drehung ist.

[0047] Als nächstes wird der dritte Gang erzielt durch den Eingriff der dritten Kupplung (C-3) und der ersten Bremse (B-1). Dabei wird eine Overdrive-freie Drehung des ersten Eingangspfads T1 eingeleitet auf den gemeinsamen Träger C2 (C3) über die dritte Kupplung (C-3). Die Reaktionskraft wird dann von dem kleindurchmessrigen Sonnenrad S2 genommen, da es sich in Eingriff befindet durch den Eingriff der ersten Bremse (B-1), so dass eine verzögerte Drehung des gemeinsamen Zahnkranzes R2 (R3) an die Abtriebswelle 19 abgegeben wird. Wie unter Bezugnahme auf das Drehzahldiagramm von Fig. 3 bewiesen ist, ist dabei das großdurchmessrige Sonnenrad S3 nicht in die Kraftübertragung involviert und dreht sich frei in der selben Richtung wie der gemeinsame Träger C2 (C3). Das Übersetzungsverhältnis des großdurchmessrigen Sonnenrades S3 wird jedoch zwei und ist nicht übermäßig schnell. Da darüber hinaus es sich in derselben Richtung wie die anderen Elemente dreht, wird das Übersetzungsverhältnis zwischen der Trommel und der Nabe der zweiten Kupplung (C2) beim Lösen des Eingriffs von dem großdurchmessrigen Sonnenrad S3 (das nachfolgend einfach als das Relativübersetzungsverhältnis bezeichnet wird, das auch die Übersetzungsverhältnisdifferenz zwischen der Nabe und dem Gehäuse der Brems umfasst), gleich 1 oder geringer und das Relativübersetzungsverhältnis der vierten Kupplung (C-2) wird auch 1, so dass der Mitnahmewiderstand niedrig ist.

[0048] Als nächstes wird der vierte Gang erzielt durch gleichzeitigen Eingriff der zweiten Kupplung (C-2) und der dritten Kupplung (C-3). Dabei wird einerseits die Drehung des zweiten Eingangspfads C3 von der Eingangswelle 11, die eine Overdrive-drehung durch den Overdrive-planetensatz G1 ist, auf das großdurchmessrige Sonnenrad S3 eingeleitet über die zweite Kupplung (C-2), während andererseits die Overdrive-freie Drehung des ersten Eingangspfads T1 von der Eingangswelle 11 eingeleitet wird über die dritte Kupplung (C-3) auf den gemeinsamen Träger C2 (C3), so dass die verzögerte Drehung des Übersetzungsverhältnisses des Differenzbetrags der Drehung zwischen dem großdurchmessrigen Sonnenrads S3 und dem gemeinsamen Träger C2 (C3) des Planetenradsatzes G abgegeben wird an eine Abtriebswelle 19 als eine Drehung des Zahnkranzes R2 (R3). Wie unter Bezugnahme auf das Drehzahldiagramm von Fig. 3 deutlich wird, ist dabei das kleindurchmessrige Sonnenrad S2 nicht in die Kraftübertragung involviert und dreht sich frei in der selben Richtung wie der gemeinsame

Träger C2 (C3). Da dessen Übersetzungsverhältnis niedrig ist, das heißt 1 oder geringer, und die Drehung in derselben Richtung wie die der anderen Elemente erfolgt, wird das Relativübersetzungsverhältnis der ersten Kupplung (C-1), die sich außer Eingriff von dem kleindurchmessrigen Sonnenrad S2 befindet, gerade etwas mehr als 1, und das Relativübersetzungsverhältnis der ersten Bremse (B-1) wird in etwa 0,5, so dass eine Erhöhung des Mitnahmewiderstandes verhindert werden kann.

[0049] Als nächstes wird der fünfte Gang erzielt durch gleichzeitigen Eingriff der dritten Kupplung (C-3) und der vierten Kupplung (C-4). Dabei wird eine Overdrive-freie Drehung des ersten Eingangspfads T1 von der Eingangswelle 11 eingeleitet auf den gemeinsamen Träger C2 (C3) über die dritte Kupplung (C-3) sowie auf das großdurchmessrige Sonnenrad S3 über die vierte Kupplung (C-4). In Folge dessen wird der Planetenradsatz G direkt gekoppelt, so dass dessen Drehung die Drehung des gemeinsamen Zahnkranzes R2 (R3) ausgleicht, die an die Abtriebswelle 19 abgegeben wird. Dabei gibt es keinen Getriebeübertragungsverlust, da die Relativdrehung aller Elemente des Planetenradsatzes G beseitigt ist. Die Relativübersetzungsverhältnisse der Kupplungen und Bremsen, die bei dem gelösten Zustand dabei bleiben, werden alle 1 oder geringer, so dass der Mitnahmewiderstand auch niedrig ist.

[0050] Der sechste Gang wird erzielt durch gleichzeitigen Eingriff der ersten Kupplung (C-1) und der dritten Kupplung (C-3). Dabei wird einerseits die Drehung des zweiten Eingangspfads T2 über die erste Kupplung (C-1), die eine Overdrive-drehung ist durch den Overdrive-planetensatz G1, auf das kleindurchmessrige Sonnenrad S2 eingeleitet, während andererseits eine Overdrive-freie Drehung des ersten Eingangspfads T2 über die dritte Kupplung (C-3) von der Eingangswelle 11 eingeleitet wird auf den gemeinsamen Träger C2 (C3), so dass eine Drehung zwischen den Drehungen des gemeinsamen Trägers C2 (C3) und dem kleindurchmessrigen Sonnenrad S2 abgegeben wird an die Abtriebswelle 19 von dem gemeinsamen Zahnkranz R2 (R3). Das großdurchmessrige Sonnenrad S3 wird dabei ein freidrehendes Element; da jedoch dessen Drehung viel kleiner ist als das Übersetzungsverhältnis 1 und es sich in der selben Richtung wie die eingeleitete Drehung dreht, ist das Relativübersetzungsverhältnis der zweiten Kupplung (C-3), die von dem großdurchmessrigen Sonnenrad S3 gelöst ist, niedrig bei etwa 1 und das Relativübersetzungsverhältnis der vierten Kupplung (C-4) ist niedrig bei 1 oder geringer und der Mitnahmewiderstand ist klein.

[0051] Als nächstes wird der siebente Gang erzielt durch gleichzeitigen Eingriff der ersten Kupplung (C-1) und der vierten Kupplung (C-4). Dabei wird einerseits die Drehung des zweiten Eingangspfads T2 über die erste Kupplung (C-1), die eine Overdrive-drehung ist durch den Overdrive-planetensatz G1, auf das kleindurchmessrige Sonnenrad S2 eingeleitet, während andererseits eine Overdrive-freie Drehung des ersten Eingangspfads T1 über die vierte Kupplung (C-4) von der Eingangswelle 11 eingeleitet wird auf das großdurchmessrige Sonnenrad S3, so dass eine Overdrive-drehung zwischen den Drehungen des großdurchmessrigen Sonnenrads S3 und des kleindurchmessrigen Sonnenrads S2 an die Abtriebswelle 19 abgegeben wird von dem gemeinsamen Zahnkranz R2 (R3). Die Drehung des gemeinsamen Trägers R2 (R3), das dabei ein frei drehendes Element ist, wird ein Übersetzungsverhältnis zwischen der Overdrive-drehung und der Overdrive-freien Drehung, wobei das Relativübersetzungsverhältnis der dritten Kupplung (C-3), die davon gelöst ist, äußerst klein ist, und das Relativübersetzungsverhältnis der zweiten Bremse (B-2) etwas über 1 ist und der Mitnahmewiderstand ist dabei auch klein.

[0052] Der achte Gang wird erzielt durch gleichzeitigen Eingriff der ersten Kupplung (C-1) und der zweiten Kupplung (C-2). Dabei sind beide Kupplungen Kupplungen des zweiten Eingangspfades T2, der eine Ausgangsdrehung des Overdriveplanetenradsatzes G1 einleitet. Deshalb sind die Drehung sowohl des großdurchmessrigen als auch des kleindurchmessrigen Sonnenrads S2 die selben und der Planetenradsatz G wird direkt gekoppelt, so dass die abgegebene Drehung des Overdriveplanetenradsatzes G1 an die Abtriebswelle 19 abgegeben wird von dem gemeinsamen Zahnkranz R2 (R3) wie sie ist. Wie bei dem fünften Gang wird dabei der Getriebübertragungsverlust beseitigt, da die Relativdrehung aller Elemente des Planetenradsatzes G beseitigt ist. Angesichts der Relativübersetzungsverhältnisse der verbleibenden Eingriffselemente sind jene für beide Bremsen bei ihren Maximalwerten von 1,447; diese Werte sind jedoch klein genug, so dass der Mitnahmewiderstand kein Problem wird.

[0053] Der Rückwärtsgang wird erzielt durch den Eingriff der vierten Kupplung (C-4) und der zweiten Bremse (B-2). Dabei wird die Rückwärtsdrehung erzielt durch die Overdrive-freie Drehung von der Eingangswelle 11, die auf das großdurchmessrige Sonnenrad S3 eingeleitet wird über die vierte Kupplung (C-4) und die Rückwärtsdrehung des gemeinsamen Zahnkranzes R2 (R3), die die Reaktionskraft von dem gemeinsamen Träger C2 (C3) aufnimmt, der sich in Eingriff befindet durch den Eingriff der Bremse (B-2), die an die Abtriebswelle 19 abgegeben wird. Das kleindurchmessrige Sonnenrad S2 wird dabei ein freidrehendes Element, das sich nur rückwärts dreht bezüglich der eingeleiteten Drehung. Das Relativübersetzungsverhältnis der ersten Kupplung (C-1) wird dabei ein Übersetzungsverhältnis 2 der Rückwärtsdrehung bezüglich der Overdrivedrehung an der Nabenseite (ein Übersetzungsverhältnis von 1,445 dabei bei der beispielhaften Übersetzungsverhältniseinrichtung), um 3,445 zu werden, das das größte aller Gänge ist. Da diese Drehzahl eine Rückwärtsdrehzahl ist, die nur für kurze Zeitsperioden verwendet wird, ist die Wirkung, die dieser Mitnahmeverlust auf die Fahrt des Fahrzeugs hat, äußerst niedrig.

[0054] Deshalb ist es gemäß dem bei dem vorstehend erwähnten ersten Ausführungsbeispiel beschriebenen Antriebsstrang möglich, eine Verzögerung beim Schalten zu beseitigen, die auftritt auf Grund der Trägheit von jedem der Elemente während dem Schaltvorgang, da eine Rückwärtsdrehung von jedem Element des Planetenradsatzes G bei keinem der Vorwärtsgänge auftritt. Das Automatikgetriebe läuft oft in Öl. Während dabei eine Mitnahme des Öls zwischen jedem der Elemente auftritt, da es keine Rückwärtsdrehung der Elemente bei den Vorwärtsgängen gibt, wie vorstehend beschrieben ist, wird die Relativdrehzahl zwischen den Elementen derart gesteuert, dass die Mitnahme des Öls vermindert ist, wodurch der Wirkungsgrad verbessert ist. Wenn des Weiteren die Relativdrehzahl zwischen den Elementen gesteuert werden kann, ist die Last auf die Lager, die zwischen den Elementen vorgesehen sind, so vermindert, dass dies vorteilhaft angesichts der Haltbarkeit ist. Da außerdem die Übersetzungsverhältnisse von jedem der Elemente nicht äußerst hoch werden, kann die Mitnahme von jedem der Eingriffselemente sowie die Last der Lager, die jedes der Elemente stützen, niedrig gesteuert werden. Da darüber hinaus die Relativdrehung der vier Elemente beseitigt ist auf Grund der direkten Verbindung des Planetenradsatzes G bei dem höchsten Gang, der für die längsten Perioden verwendet wird, ist der Getriebübertragungsverlust auch beseitigt. Die Kombination dieser Zustände ermöglicht einen Antriebsstrang mit einem guten verwirklichten Wirkungsgrad.

[0055] Aus der Eingriffsbeziehung bei dem vorangegangenen Ausführungsbeispiel ist übrigens bei dem Erzielen von jedem Gang der Schaltvorgang möglich ohne die Notwendigkeit eines Schaltvorgangs, wobei zwei Eingriffselemente freigegeben und zwei Eingriffselemente in Eingriff gebracht werden, das heißt das gleichzeitige Wiederaufgreifen von zwei Elementen, wie unter Bezugnahme auf die Eingriffstabelle von Fig. 2 bewiesen ist. Ein Schaltvorgang, wobei das gleichzeitige Wiederaufnehmen von zwei Elementen beseitigt ist, ist vorteilhaft, da dieser eine komplexe Schaltsteuerung vermeidet. Bei diesem Antriebsstrang ist dieses in vielen Fällen möglich, selbst beim Überspringen von Gängen mit der Ausnahme von zwei oder drei.

[0056] Fig. 16 zeigt die gesamte Beziehung zwischen den Gängen vor dem Schaltvorgang und den Gängen nach dem Schaltvorgang beim Überspringen von Gängen. In dieser Tabelle zeigt ein Kreis einen Gang an, wobei die Erzielung möglich ist ohne gleichzeitiges Wiederaufnehmen von zwei Elementen. Wenn der Gang vor dem Schaltvorgang der erste Gang ist, werden übrigens der zweite Gang, dritte Gang, fünfte Gang und siebente Gang Gänge, wobei die Erzielung möglich ist ohne gleichzeitiges Wiederaufnehmen von zwei Elementen. Bezuglich dem Schaltvorgang von anderen Gängen aus wird die Beschreibung durch eine Bezugnahme auf diese Tabelle ersetzt. Es soll beachtet werden, dass diese Beziehung dieselbe für jedes der folgenden Ausführungsbeispiele ist.

[0057] Als nächstes zeigen Fig. 4 bis 6 ein zweites Ausführungsbeispiel, wobei ein Antriebsstrang, bei dem ein Planetenradsatz wie bei dem ersten Ausführungsbeispiel von einer Ravigneauxart ist, quer in einem Fahrzeug mit Frontantrieb und Frontmotor oder einem Fahrzeug mit Heckantrieb und Heckmotor vorgesehen ist. Dieser Antriebsstrang umfasst einen Drehmomentwandler 4 mit drei Elementen und einer Wandlerüberbrückungskupplung 40, die an einer Eingangsseite einer Hauptwelle vorgesehen ist, und ein Getriebe 1, das an dessen Abtriebsseite positioniert ist. Der Ausgang des Getriebes 1 wird über eine nicht gezeigte Gelenkwelle übertragen, die in einer Position bezüglich der Hauptwelle von einem Gegenrad 19' als ein Abtriebselement auf eine nicht gezeigte Differentialwelle übertragen wird, die in der selben Position ausgerichtet ist.

[0058] Die Strukturen des Drehmomentwandlers 4 und des Overdriveplanetenradsatzes G1 und des Planetenradsatzes G des Getriebes 1 bei diesem Ausführungsbeispiel sind dieselben wie jene bei dem ersten Ausführungsbeispiel und die Verbindungsbeziehungen von dem Drehmomentwandler 4 zu der Nabenseite der ersten Kupplung (C-1) über den ersten und zweiten Eingangspfad T1 und T2 und die Trommelseite der zweiten, dritten und vierten Kupplung (C-2, C-3, C-4) sind auch dieselben wie jene bei dem ersten Ausführungsbeispiel. Deshalb wird deren Beschreibung weggelassen und die folgende Beschreibung richtet sich auf Abwandlungen der Verbindungsbeziehung der folgenden Struktur.

[0059] Bei diesem Ausführungsbeispiel ist das kleindurchmessrige Sonnenrad S3 als das erste Element des Ravigneauxplanetenradsatzes G als ein Planetenradsatz mit vier Elementen mit der zweiten Kupplung (C-2) gekoppelt; der gemeinsame Zahnkranz R2 (R3) als das zweite Element ist mit der Nabenseite der dritten Kupplung (C-3) und der Nabenseite der zweiten Bremse (B-2) gekoppelt; der gemeinsame Träger C-2 (C-3) als das dritte Element ist gekoppelt mit dem Gegenrad 19' als ein Abtriebselement; und das großdurchmessrige Sonnenrad S2 als das vierte Element ist gekoppelt mit der Trommelseite der ersten Kupplung und der Nabenseite der ersten Bremse (B-1).

[0060] Fig. 5 zeigt eine Tabelle, die Gänge darstellt, die erzielt werden mit dem Eingriff und Lösen des Eingriffs der

Kupplungen und Bremsen, die durch Bezugszeichen in der Zeichnung bezeichnet sind (ein Kreis bezeichnet den Eingriff und dessen Abwesenheit bezeichnet den gelösten Eingriff) und das Übersetzungsverhältnis von jedem Gang. Die Beziehung des Eingriffs von jedem der Eingriffselemente und die Gänge, die erzielt werden, sind dieselben wie bei dem ersten Ausführungsbeispiel. Die in dieser Tabelle gezeigten Übersetzungsverhältnisse sind derart eingerichtet, dass das Übersetzungsverhältnis des Sonnenrads S1 gegenüber dem Zahnkranz R1 des Overdriveplanetenradsatzes G1 gleich  $\gamma = 0,556$  ist, das Übersetzungsverhältnis des großdurchmessrigen Sonnenrads S3 gegenüber dem gemeinsamen Zahnkranz R2 (R3), das heißt an der Doppelritzelseite des Planetenradsatzes G beträgt  $\gamma_2 = 0,593$ , und das Übersetzungsverhältnis des kleindurchmessrigen Sonnenrads S2 gegenüber dem gemeinsamen Zahnkranz R2 (R3), das heißt an der Einzelritzelseite, beträgt  $\gamma_3 = 0,257$ . Um eine Redundanz zu vermeiden, wird das Heranführen von jedem der numerischen Werte des Eingangs- und Ausgangsübersetzungsverhältnisses (Übersetzungsverhältnis) und des Übersetzungsverhältnisschritts (Sprungs) dabei weggelassen, sie sind jedoch in der Tabelle gezeigt. Der Gesamtsprung beträgt dann 5,15.

[0061] Bei diesem Ausführungsbeispiel wird, wie unter Bezugnahme auf den Übersetzungsverhältnisschritt (Sprung) bewiesen ist, bei allen Übersetzungsverhältnisschritten von dem ersten und zweiten Gang zu dem siebten und achten Gang der Übersetzungsverhältnisschritt kleiner, wenn der Gang höher wird, und eine sehr gute Eigenschaft wird erhalten, da es keine Rückwärtsdrehung gibt.

[0062] Fig. 6 zeigt auch ein Drehzahldiagramm der Beziehung zwischen den Gängen, die erzielt werden durch den Eingriff der Kupplungen und Bremsen (Eingriff dieser ist durch einen Kreis bezeichnet), und das Übersetzungsverhältnis von jedem Element folgt dabei demselben Verfahren, wie es bei dem ersten Ausführungsbeispiel dargestellt ist. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird der gemeinsame Träger C2 (C3) als das vorstehend erwähnte dritte Element ein Abtriebselement und ein Zahnkranz R3 (R2) wird als das zweite Element verwendet. In Folge dessen wird die Beziehung zwischen dem Element, das gesteuert wird durch den Eingriff der dritten Kupplung (C-3) und den Eingriff der zweiten Bremse (B-2), und dem Abtriebselement umgekehrt gegenüber dem, wie es bei dem ersten Ausführungsbeispiel war. Das Übersetzungsverhältnis dieser bei jedem Gang wird auch umgekehrt, aber das Verhalten beider Sonnenräder S2 und S3 bezüglich dem Eingriff von jedem Eingriffselement bei jedem Gang ist im Wesentlichen das selbe. Das freie Drehübersetzungsverhältnis des Sonnenrads S3 als das erste Element bei dem dritten Gang erhöht sich jedoch etwas bezüglich dem, wie es bei dem ersten Ausführungsbeispiel war, auf Grund der Beziehung der Einrichtungen des Übersetzungsverhältnisses. Im Gegensatz vermindert sich das freie Drehübersetzungsverhältnis des Sonnenrads S2 als das vierte Element etwas im Rückwärtsgang bezüglich dem, wie es bei dem ersten Element war.

[0063] Als nächstes zeigen Fig. 7 bis 9 ein drittes Ausführungsbeispiel einer Abwandlung des Planetenradsatzes der vierten Elemente des zweiten Ausführungsbeispiels. Dabei werden nur die Unterschiede von dem zweiten Ausführungsbeispiel unter Bezugnahme auf die Skizze von Fig. 7 beschrieben, der Planetenradsatz, der bei dem zweiten Ausführungsbeispiel von der Ravigneauxart war, ist ein sogenannter Simsonradsatz, der aus vier Elementen hergestellt ist durch Verbinden von zwei einfachen Planetenradsätzen G2 und G3 mit drei Elementen durch Koppeln von Sonnenrad mit Sonnenrad und Träger mit Zahnkranz. Das heißt, dass die beiden einfachen Planetenradsätze G2 und G3 aus

drei Elementen mit vier Elementen hergestellt sind durch Koppeln des Trägers C2 des Planetenradsatzes G2 mit dem Zahnkranz R3 des Planetenradsatzes G3 und Koppeln beider Sonnenräder S2 und S3 miteinander. Dabei sind beide Sonnenräder S2 und S3 als ein erstes Element beider Planetenradsätze G2 und G3 mit der Nabenseite der zweiten Kupplung (C-2) und der Nabenseite der vierten Kupplung (C-4) gekoppelt; der Träger C3 des Planetenradsatzes G3 als das zweite Element ist gekoppelt mit der Nabenseite der dritten Kupplung (C-3) und der Nabenseite der zweiten Bremse (B-2); der Träger C2 und der Zahnkranz R3, die miteinander verbunden sind als das dritte Element, sind gekoppelt mit dem Gegenrad 19; und der Zahnkranz R2 des Planetenradsatzes G2 als das vierte Element ist gekoppelt mit der Trommelseite der ersten Kupplung (C-1) und der Nabenseite der ersten Bremse (B-1).

[0064] Die Beziehung zwischen jedem der Eingriffselemente und der bei dem dritten Ausführungsbeispiel erzielten Gänge ist, wie sie in Fig. 8 gezeigt ist, genau dieselbe wie bei den vorangegangenen Ausführungsbeispielen. Diese Eingriffstabelle zeigt ein Beispiel des Übersetzungsverhältnisses und des Übersetzungsverhältnisschritts, wenn das Übersetzungsverhältnis des Overdriveplanetenradsatzes G1 bei  $\gamma_1 = 0,590$  eingerichtet ist, das Übersetzungsverhältnis des Planetenradsatzes G2 ist bei  $\gamma_2 = 0,342$  eingerichtet, und das Übersetzungsverhältnis des Planetenradsatzes G3 ist bei  $\gamma = 0,342$  eingerichtet. Der Gesamtsprung beträgt dabei 6,24. Der Übersetzungsverhältnisschritt bei diesem Ausführungsbeispiel ist auch derselbe wie der bei dem zweiten Ausführungsbeispiel, wobei keine Rückwärtsdrehung auftritt und er äußerst nahe zu der Hochgeschwindigkeitsseite kommt.

[0065] Fig. 9 zeigt ein Drehzahldiagramm der Beziehung zwischen den durch den Eingriff der Kupplungen und Bremsen erzielten Gängen (der Eingriff dieser wird durch einen Kreis bezeichnet) und das Übersetzungsverhältnis von jedem Element dabei bei demselben Verfahren, wie es bei dem zweiten Ausführungsbeispiel dargestellt ist. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird der Träger C2 und der Zahnkranz R3 als das vorstehend erwähnte dritte Element ein Abtriebselement und ein Träger C3 wird verwendet als das zweite Element. In Folge dessen wird die Beziehung zwischen dem durch den Eingriff der dritten Kupplung (C-3) und dem Eingriff der zweiten Bremse (B-2) gesteuerten Element und dem Abtriebselement umgekehrt gegenüber der, wie sie bei dem zweiten Ausführungsbeispiel war. Das Übersetzungsverhältnis dieser ist bei jedem Gang auch umgekehrt, aber das Verhalten beider Sonnenräder S2 und S3 und des Zahnkranzes R2 bezüglich dem Eingriff von jedem Eingriffselement bei jedem Gang ist im Wesentlichen dasselbe. Das freie Drehübersetzungsverhältnis beider Sonnenräder S2 und S3 als das erste Element bei dem dritten Gang erhöht sich jedoch bezüglich dem, wie es bei dem zweiten Ausführungsbeispiel war, auf Grund der Beziehung der Einrichtungen des Übersetzungsverhältnisses. Umgekehrt vermindert sich das freie Drehübersetzungsverhältnis des Zahnkranzes R2 als das vierte Element bei dem Rückwärtsgang etwas bezüglich dem, wie es bei dem zweiten Ausführungsbeispiel war.

[0066] Als nächstes zeigen Fig. 10 bis 12 ein viertes Ausführungsbeispiel einer Abwandlung des Planetenradsatzes der vier Elemente des dritten Ausführungsbeispiels. Es werden nur die Unterschiede dabei von dem dritten Ausführungsbeispiel unter Bezugnahme auf die Skizze von Fig. 10 beschrieben, dieser Planetenradsatz ist eine sogenannte CR-CR gekoppelte Bauweise, wobei die einfachen Planetenradsätze G2 und G3 zu vier Elementen hergestellt sind durch Koppeln der beiden Trägerzahnkränze zusammen anstatt

Koppeln des Sonnenrads mit dem Sonnenrad und des Trägers mit dem Zahnkranz. Das heißt, dass die beiden einfachen Planetenradsätze G2 und G3 der drei Elemente zu vier Elementen hergestellt sind durch Koppeln des Trägers C2 und des Zahnkranzes R3 zusammen und Koppeln des Zahnkranzes R2 und des Trägers C3 zusammen. Dabei ist das Sonnenrad S3 als das erste Element des Planetenradsatzes G3 mit der Nabenseite der zweiten Kupplung (C-2) und der Nabenseite der vierten Kupplung C-4 gekoppelt; der Träger C3 und der Zahnkranz R2, die miteinander verbunden sind als das zweite Element, sind gekoppelt mit der Nabenseite der dritten Kupplung (C-3) und der Nabenseite der zweiten Bremse (B-2); der Träger C2 und der Zahnkranz R3, die miteinander verbunden sind als das dritte Element, sind gekoppelt mit dem Gegenrad 19'; und das Sonnenrad S2 des Planetenradsatzes G2 als das vierte Element ist gekoppelt mit der Trommelseite der ersten Kupplung (C-1) und der Nabenseite der ersten Bremse (B-1).

[0067] Die Beziehung zwischen jedem der Eingriffselemente und der bei dem vierten Ausführungsbeispiel erzielten Gänge ist, wie in Fig. 11 gezeigt ist, genau die selbe wie bei den vorangegangenen Ausführungsbeispielen. Diese Eingriffstabelle zeigt das Übersetzungsverhältnis und den Übersetzungsverhältnisschritt, wenn das Übersetzungsverhältnis des Overdriveplanetenradsatzes G1 eingerichtet ist bei  $\gamma_1 = 0,590$ , das Übersetzungsverhältnis des Planetenradsatzes G2 eingerichtet ist bei  $\gamma_2 = 0,680$ , und das Übersetzungsverhältnis des Planetenradsatzes G3 bei  $\gamma_3 = 0,316$  eingerichtet ist. Der Gesamtsprung beträgt dabei 6,09. Der Übersetzungsverhältnisschritt bei diesem Ausführungsbeispiel wird teilweise umgekehrt zwischen dem vierten Gang und dem fünften Gang.

[0068] Fig. 12 zeigt ein Drehzahldiagramm der Beziehung zwischen den Gängen, die erzielt werden durch den Eingriff der Kupplungen und Bremsen (Eingriff dieser wird durch einen Kreis bezeichnet) und das Übersetzungsverhältnis von jedem Element dabei mit dem selben Verfahren, wie es bei jedem der vorangegangenen Ausführungsbeispielen dargestellt ist. Bei diesem Ausführungsbeispiel werden der Träger C2 und der Zahnkranz R3 als das vorstehend erwähnte dritte Element ein Abtriebselement und ein Träger C3 und ein Zahnkranz R2 werden als das zweite Element verwendet. In Folge dessen wird die Beziehung zwischen dem Element, das gesteuert wird durch den Eingriff der dritten Kupplung (C-3) und den Eingriff der zweiten Bremse (B-2) und dem Abtriebselement umgekehrt gegenüber der, wie sie bei dem zweiten Ausführungsbeispiel war. Das Übersetzungsverhältnis dieser bei jedem Gang wird auch umgekehrt, aber das Verhalten beider Sonnenräder bezüglich dem Eingriff von jedem Eingriffselement bei jedem Gang ist im Wesentlichen dasselbe. Das freie Drehübersetzungsverhältnis des Sonnenrads S3 als das erste Element bei dem dritten Gang erhöht sich jedoch etwas gegenüber dem, wie es bei dem dritten Ausführungsbeispiel war, auf Grund der Beziehung der Einrichtungen des Übersetzungsverhältnisses. Umgekehrt vermindert sich das freie Drehübersetzungsverhältnis des Sonnenrads S2 als das vierte Element beim Rückwärtsgang etwas bezüglich dem, wie es bei dem dritten Ausführungsbeispiel war.

[0069] Als nächstes zeigt Fig. 13 bis 15 ein fünftes Ausführungsbeispiel einer Abwandlung des Planetenradsatzes der vier Elemente des zweiten Ausführungsbeispiels. Es werden nur die Unterschiede dabei von dem dritten Ausführungsbeispiel unter Bezugnahme auf die Skizze von Fig. 13 beschrieben, dieser Planetenradsatz ist ein Ravennaxradsatz, wie er bei dem zweiten Ausführungsbeispiel beschrieben ist, wobei das Sonnenrad und der Zahnkranz umgekehrt sind. Das heißt, dass es eine Vierelementebauweise ist, wo-

bei das lange Ritzel P2 und das kurze Ritzel P3 extern miteinander kämmen, wobei das lange Ritzel P2 extern kämmt mit dem gemeinsamen Sonnenrad S2 (S3) sowie intern kämmt mit dem kleindurchmessrigen Sonnenrad R2, und

5 wobei das kurze Ritzel P3 intern kämmt mit dem großdurchmessrigen Zahnkranz R3. Dabei ist das gemeinsame Sonnenrad S2 (S3) des Planetenradsatzes G als das erste Element mit der Nabenseite der zweiten Kupplung (C-2) und der Nabenseite der vierten Kupplung (C-4) gekoppelt; der 10 Zahnkranz R3 als das zweite Element ist gekoppelt mit der Nabenseite der dritten Kupplung (C-3) und der Nabenseite der zweiten Bremse (B-2); der gemeinsame Träger C2 (C3) als das dritte Element ist gekoppelt mit dem Gegenrad 19'; und der kleindurchmessrige Zahnkranz R2 als das vierte 15 Element ist gekoppelt mit der Trommelseite der ersten Kupplung (C-1) und der Nabenseite der ersten Bremse (B-1).

[0070] Bei dem fünften Ausführungsbeispiel wird ein Übersetzungsverhältnis, wie es in der Eingriffstabelle in 20 Fig. 14 gezeigt ist, für jeden Gang erhalten, wenn das Übersetzungsverhältnis des Overdriveplanetenradsatzes G1 bei  $\gamma_1 = 0,556$  eingerichtet ist, das Übersetzungsverhältnis an dem einfachen Planetenradsatz ist eingerichtet bei  $\gamma_2 = 0,391$ , und das Übersetzungsverhältnis an der Doppelplanetenradsatz ist eingerichtet bei  $\gamma = 0,237$ . Der Gesamtsprung 25 beträgt dabei 5,53. Der Übersetzungsverhältnisschritt bei diesem Ausführungsbeispiel wird kleiner und sehr nahe zu der Hochgangseite ohne eine Rückwärtsdrehung.

[0071] Fig. 15 zeigt ein Drehzahldiagramm mit der Beziehung 30 zwischen den Gängen, die erzielt werden durch den Eingriff der Kupplungen und Bremsen (Eingriff dieser ist mit einem Kreis bezeichnet) und dem Übersetzungsverhältnis von jedem Element dabei mit dem selben Verfahren, wie es bei den vorangegangenen Ausführungsbeispielen dargestellt ist. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird der gemeinsame Träger C2 (C3) als das vorstehend erwähnte dritte Element ein Abtriebselement und ein Zahnkranz R3 wird als das zweite Element verwendet. In Folge dessen wird die Beziehung zwischen dem Element, das gesteuert wird durch den Eingriff der dritten Kupplung (C-3) und den Eingriff der zweiten Bremse (B-2), und dem Abtriebselement umgekehrt 35 gegenüber der, wie sie bei dem zweiten Ausführungsbeispiel war. Das Übersetzungsverhältnis dieser bei jedem Gang wird auch umgekehrt, aber das Verhalten des gemeinsamen Sonnenrads S2 (S3) und des Zahnkratzes R2 bezüglich dem Eingriff von jedem Eingriffselement bei jedem Gang ist im Wesentlichen dasselbe. Das freie Drehübersetzungsverhältnis des gemeinsamen Sonnenrads S2 (S3) als 40 das erste Element bei dem dritten Gang ist im Wesentlichen jedoch dasselbe wie, das, wie es bei dem dritten Ausführungsbeispiel war, auf Grund der Beziehung der Einrichtungen des Übersetzungsverhältnisses und das freie Drehübersetzungsverhältnis des Zahnkratzes R2 als das vierte Element bei dem Rückwärtsgang ist auch im Wesentlichen dasselbe bezüglich dem, wie es bei dem dritten Ausführungsbeispiel war.

[0072] Vorstehend ist die vorliegende Erfindung unter Verwendung eines Beispiels beschrieben, wobei das zweite Übersetzungsverhältnis die Overdriveseite bezüglich dem ersten Übersetzungsverhältnis ist; es ist jedoch möglich, das erste Übersetzungsverhältnis als ein Übersetzungsverhältnis mit einer verzögerten Drehung einzurichten, wenn das zweite Übersetzungsverhältnis als ein Übersetzungsverhältnis für die Eingangsdrehung genommen wird. Diese Art des ersten Übersetzungsverhältnisses kann erhalten werden durch Einrichten des Overdriveplanetenradsatzes als ein Reduktionsplanetenradsatz. Wenn des Weiteren das Getriebe 45 mit zwei parallelen Wellen angeordnet ist, ist es möglich,

den kämmenden Gegenantriebsstrang mit einer parallelen Wellenanordnung zu verwenden zum Ermöglichen unterschiedlicher Übersetzungsverhältnisse. Darüber hinaus ist es angesichts der Anzahl der Gänge möglich, maximal acht Gänge zu haben bei dem Getriebe, obwohl nicht alle verwendet werden müssen; eine besondere Anzahl von Gängen, wie beispielsweise sechs oder sieben kann gewählt und verwendet werden. Jedenfalls sind die vorangegangenen Ausführungsbeispiel nur repräsentative Beispiele. Die vorliegende Erfindung ist nicht darauf beschränkt, sondern sie deckt alle Alternativen, Abwandlungen und Änderungen ab, die in dem Kern und breiten Umfang der beigefügten Ansprüche fallen.

[0073] Ein Mehrgangautomatikgetriebe verbessert den Übertragungswirkungsgrad durch Vermindern des Mitnahmeverlusts auf Grund einer Hochdrehzahlumdrehung eines freidrehenden Elements eines Planetenradsatzes. Ein Automatikgetriebe für ein Fahrzeug umfasst folgendes: einen ersten Eingangspfad T1 eines ersten Übersetzungsverhältnisses; einen Eingangspfad T2, der ein größeres Übersetzungsverhältnis als dieser Eingangspfad T1 hat; einen Planetenradsatz mit vier Elementen, wobei die vier Elemente ein erstes Element, ein zweites Element, ein drittes Element und ein vierstes Element in der Reihenfolge der Elemente in einem Drehzahldiagramm sind; eine Kupplung C-2, die eine Drehung des Eingangspfads T2 auf das erste Element S3 überträgt; eine Kupplung C-1, die die Drehung von dem Eingangspfad T2 auf das vierte Element S2 überträgt; eine Kupplung C-4, die eine Drehung von dem Eingangspfad T1 auf das erste Element überträgt; eine Kupplung C-3, die die Drehung von dem Eingangspfad T1 auf das zweite Element C3 überträgt; eine Bremse B-1, die den Eingriff des vierten Elementes herstellt; eine Bremse B-2, die den Eingriff des zweiten Elements herstellt; und ein Abtriebselement, das mit dem dritten Element R3 gekoppelt ist. Demgemäß wird eine Erhöhung des Mitnahmewiderstands verhindert, da keine äußerst hohe Drehzahl des freidrehenden Elements erzeugt wird; selbst wenn ein Gang erzielt wird unter Verwendung einer Kombination der Eingriffselemente.

#### Patentansprüche

1. Automatikgetriebe für ein Fahrzeug mit: Einem ersten Eingangspfad (T1) mit einem fixen ersten Übersetzungsverhältnis bezüglich einer Drehung einer Eingangswelle (11); Einem zweiten Eingangspfad (T2) mit einem fixen zweiten Übersetzungsverhältnis, das größer als das erste Übersetzungsverhältnis ist; Einem Planetenradsatz (G; G; G2 G3; G2, G3; ) mit vier Elementen mit einer Kombination aus einer Vielzahl von Planetenrädern, wobei die vier Elemente des Planetenradsatzes ein erstes Element (S3; S3; S2, S3; S3; S2), ein zweites Element (C2); R3, C3; C3, R2, R3), ein drittes Element (R3; C3; C2, R3; C2, R3; C2) und ein vierstes Element (S2; S2; R2; S2; R2) in der Reihenfolge der Elemente in einem Drehzahldiagramm sind; Einer zweiten Kupplung (C-2), die eine Drehung von dem zweiten Eingangspfad (T2) auf das erste Element (S3; S3; S2, S3; S3; S2) überträgt; Einer ersten Kupplung (C-1), die die Drehung von dem zweiten Eingangspfad (T2) auf das vierte Element (S2; S2; R2; S2; R2) überträgt; Einer vierten Kupplung (C-4), die eine Drehung von dem ersten Eingangspfad (T1) auf das erste Element (S3; S3; S2, S3; S3; S2) überträgt; Einer dritten Kupplung (C-3), die die Drehung von

dem ersten Eingangspfad (T1) auf das zweite Element (T2); R3; C3; C3, R2; R3) überträgt;

Einer ersten Bremse (B-1), die sich in Eingriff mit dem vierten Element (S2; S2; R2; S2; R2) befindet;

Einer zweiten Bremse (B-2), die sich in Eingriff mit dem zweiten Element (C2; R2; C3; C3; R2; R3) befindet;

Und einem Abtriebselement (19), das mit dem dritten Element (R3; C3; C2, R3; C2, R3; C3) gekoppelt ist.

2. Automatikgetriebe für ein Fahrzeug nach Anspruch 1, wobei bezüglich dem Eingriff der ersten Bremse (B-1) ein erster Gang erzielt wird durch den Eingriff der vierten Kupplung (C-4) und ein zweiter Gang erzielt wird durch den Eingriff der zweiten Kupplung (C-2);

bezüglich dem Eingriff der dritten Kupplung (C-3) ein dritter Gang erzielt wird durch den Eingriff der ersten Bremse (B-1), ein vierter Gang erzielt wird durch den Eingriff der zweiten Kupplung (C-2) und ein fünfter Gang erzielt wird durch den Eingriff der vierten Kupplung (C-4); und

bezüglich dem Eingriff der ersten Kupplung (C-1) ein sechster Gang erzielt wird durch den Eingriff der dritten Kupplung (B-3), ein siebenter Gang erzielt wird durch den Eingriff der vierten Kupplung (C-4) und ein achter Gang erzielt wird durch den Eingriff der zweiten Kupplung (C-2).

3. Automatikgetriebe für ein Fahrzeug nach Anspruch 2, das des Weiteren einen Overdriveplanetenradsatz aufweist zum Abgeben einer Overdrivedrehung und Abgeben der Drehung von der Eingangswelle (11), wobei der Eingangspfad von dem Overdriveplanetenradsatz der zweite Eingangspfad (T2) ist, und

wobei der Eingangspfad von der Eingangswelle (11), der nicht durch den Overdriveplanetenradsatz hindurchtritt, der erste Eingangspfad (T1) ist.

4. Automatikgetriebe für ein Fahrzeug nach Anspruch 2, wobei der Planetenradsatz folgendes aufweist: einen Ravigneauxradsatz, wobei das erste Element ein Sonnenrad ist, das zweite Element ein Träger ist, der sowohl ein kurzes Ritzel, das mit diesem Sonnenrad kämmt, als auch ein langes Ritzel stützt, das mit diesem kurzen Ritzel kämmt, das dritte Element ein Zahnkranz ist, der mit dem langen Ritzel kämmt und das vierte Element ein anderes Sonnenrad ist, das mit dem langen Ritzel kämmt.

5. Automatikgetriebe für ein Fahrzeug nach Anspruch 1, das des Weiteren einen Overdriveplanetenradsatz (G1) aufweist zum Abgeben einer Overdrivedrehung und Abgeben der Drehung von der Eingangswelle (11), wobei der Eingangspfad von dem Overdriveplanetenradsatz (G1) der zweite Eingangspfad (T2) ist, und

wobei der Eingangspfad von der Eingangswelle (11), der nicht durch den Overdriveplanetenradsatz G1 hindurchtritt, der erste Eingangspfad (T1) ist.

6. Automatikgetriebe für ein Fahrzeug nach Anspruch 5, wobei der Planetenradsatz folgendes aufweist:

einen Ravigneauxradsatz, wobei das erste Element ein Sonnenrad ist, das zweite Element ein Träger ist, der sowohl ein kurzes Ritzel, das mit diesem Sonnenrad kämmt, als auch ein langes Ritzel stützt, das mit diesem kurzen Ritzel kämmt, das dritte Element ein Zahnkranz ist, der mit dem langen Ritzel kämmt, und das vierte Element ein anderes Sonnenrad ist, das mit dem langen Ritzel kämmt.

7. Automatikgetriebe für ein Fahrzeug nach Anspruch 1, wobei der Planetenradsatz folgendes aufweist:

einen Ravigneauxradsatz, wobei das erste Element ein Sonnenrad ist, das zweite Element ein Träger ist, der

sowohl das kurze Ritzel, das mit diesem Sonnenrad kämmt, als auch ein langes Ritzel stützt, das mit diesem kurzen Ritzel kämmt, das dritte Element ein Zahnkranz ist, der mit dem langen Ritzel kämmt, und das vierte Element ein anderes Sonnenrad ist, das mit dem langen Ritzel kämmt. 5

Hierzu 11 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

**- Leerseite -**

FIG. 1

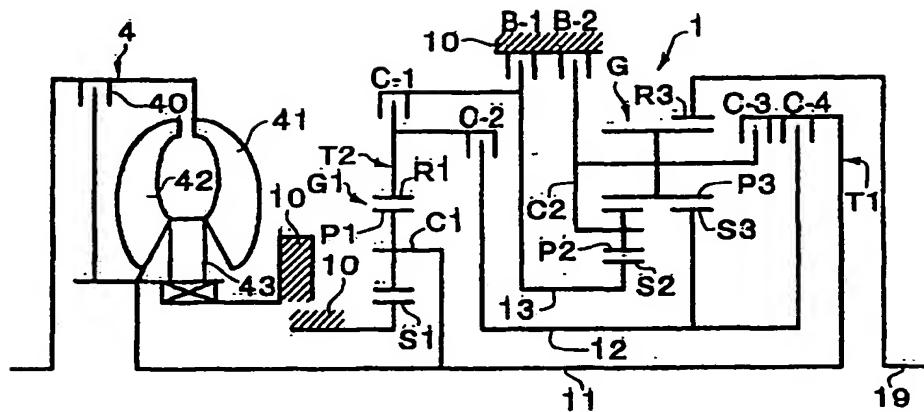


FIG. 2

	C-1	C-2	C-3	C-4	B-1	B-2	ÜBERSETZUNGSVERHÄLTNIS	SPRUNG
1				○	○		3.538	
2		○			○		2.226	1.59
3			○		○		1.769	1.26
4		○	○				1.345	1.32
5			○	○			1.000	1.35
6	○		○				0.796	1.26
7	○			○			0.703	1.13
8	○	○					0.629	1.12
RÜCKWÄRTS				○		○	2.300	

FIG. 3

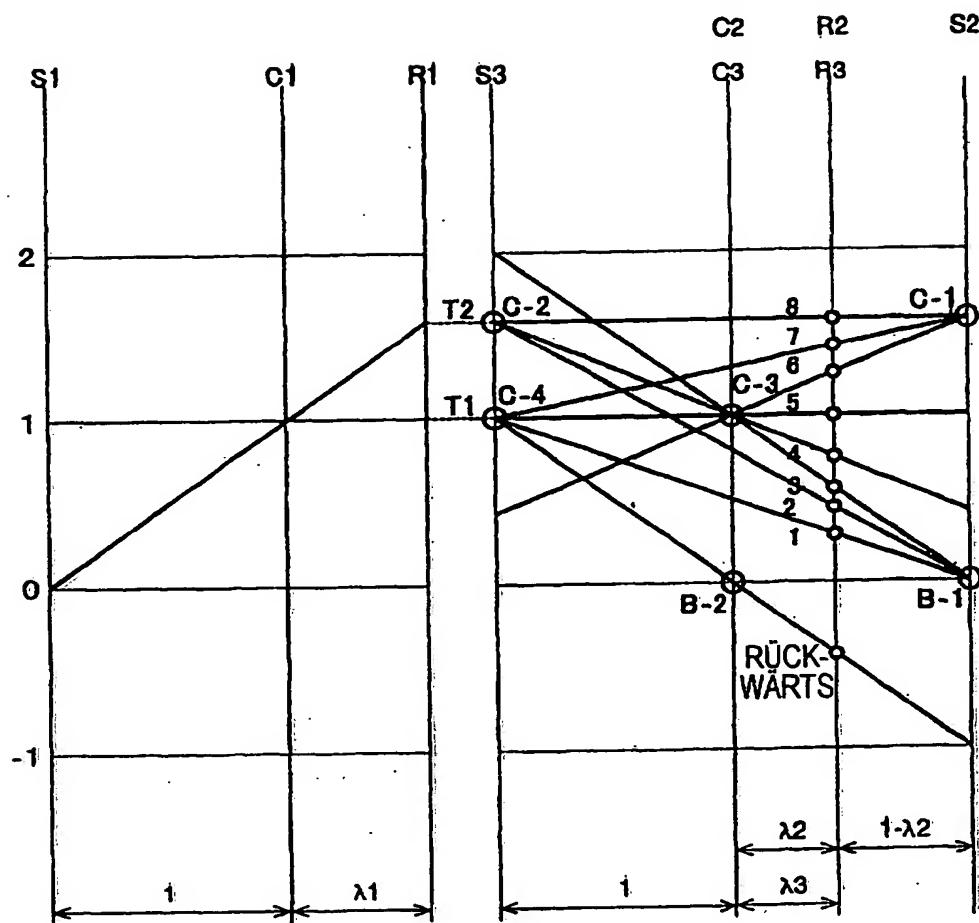
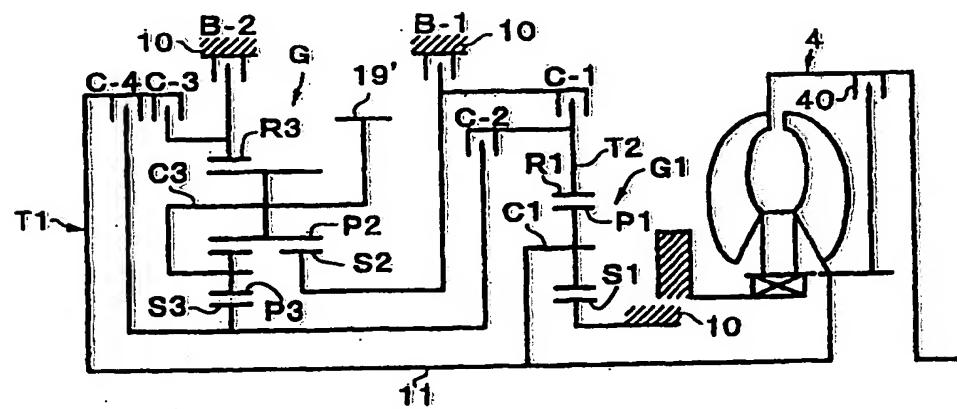


FIG. 4



## FIG. 5

	C - 1	C - 2	C - 3	C - 4	B - 1	B - 2	ÜBERSETZ-UNGSVER-HÄLTNIS	SPRUNG
1				○	○		3.310	1.56
2		○			○		2.128	1.34
3			○		○		1.593	1.29
4		○	○				1.237	1.24
5			○	○			1.000	1.20
6	○		○				0.829	1.15
7	○			○			0.721	1.12
8	○	○					0.643	
RÜCK-WÄRTS				○		○	2.897	

FIG. 6

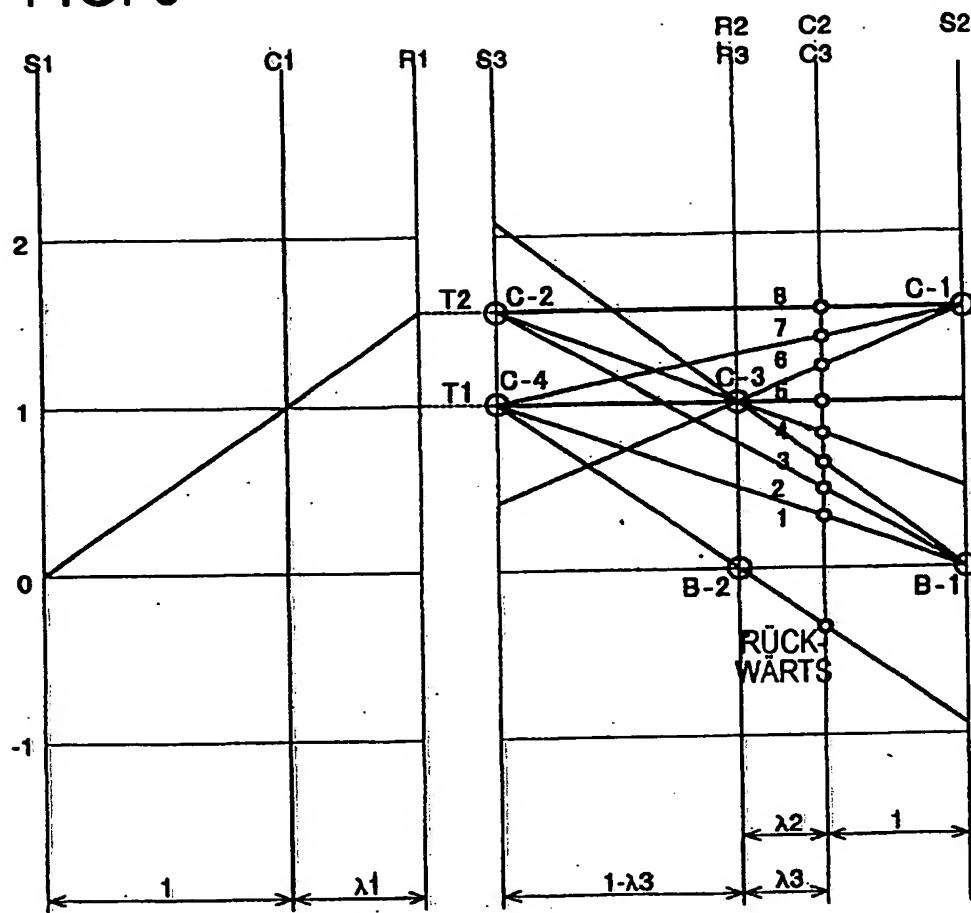


FIG. 7

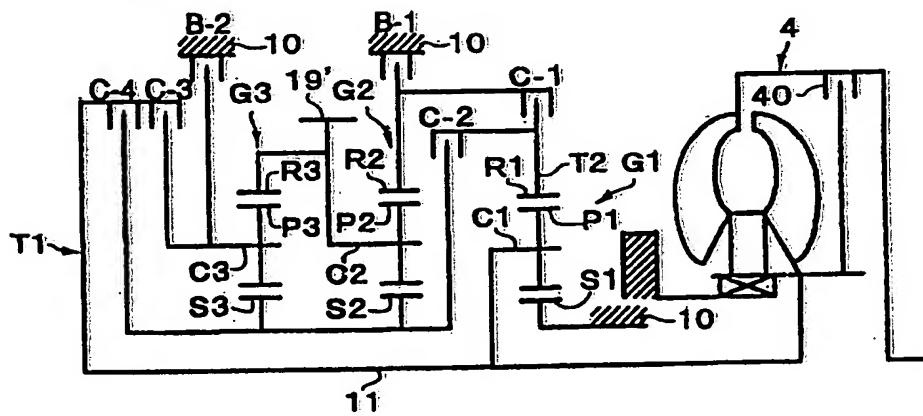


FIG. 8

DIAG	C - 1	C - 2	C - 3	C - 4	B - 1	B - 2	ÜBERSETZ- UNGSVER- HÄLTNIS	SPRUNG
1				O	O		3.926	
2		O			O		2.470	1.59
3			O		O		1.745	1.42
4		O	O				1.252	1.39
5			O	O			1.000	1.25
6	O		O				0.799	1.25
7	O			O			0.695	1.15
8	O	O					0.629	1.10
RÜCK- WÄRTS				O		O	2.926	

FIG. 9

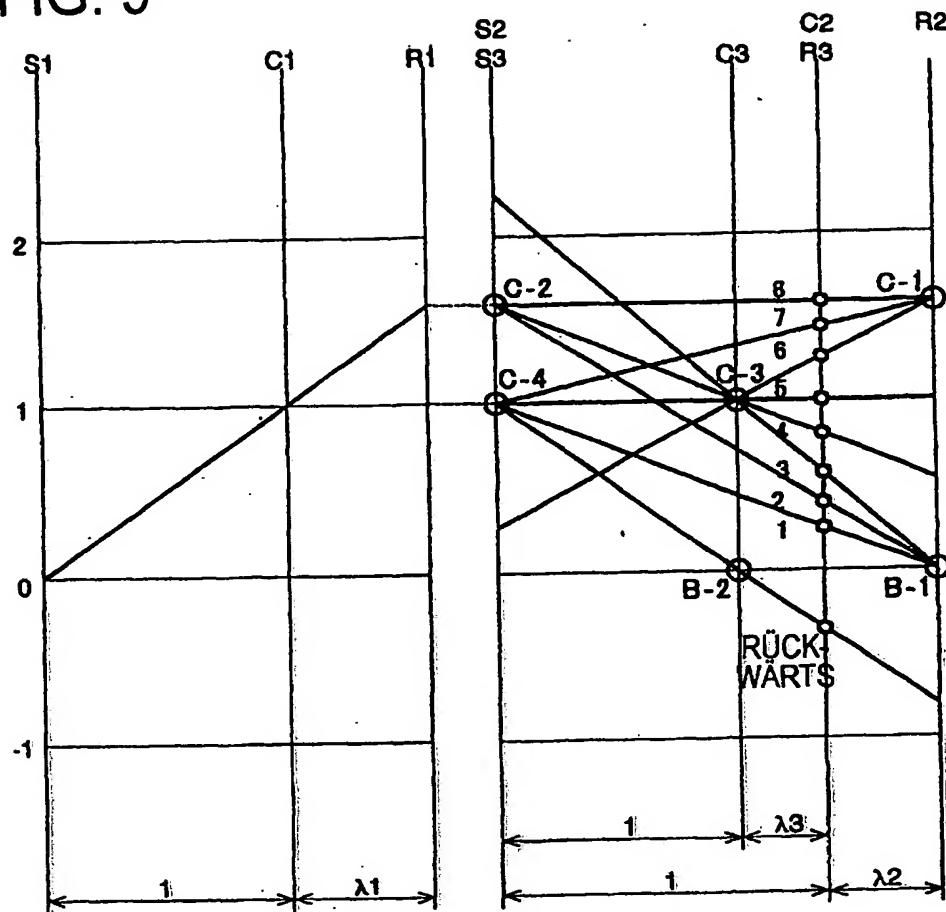


FIG. 10

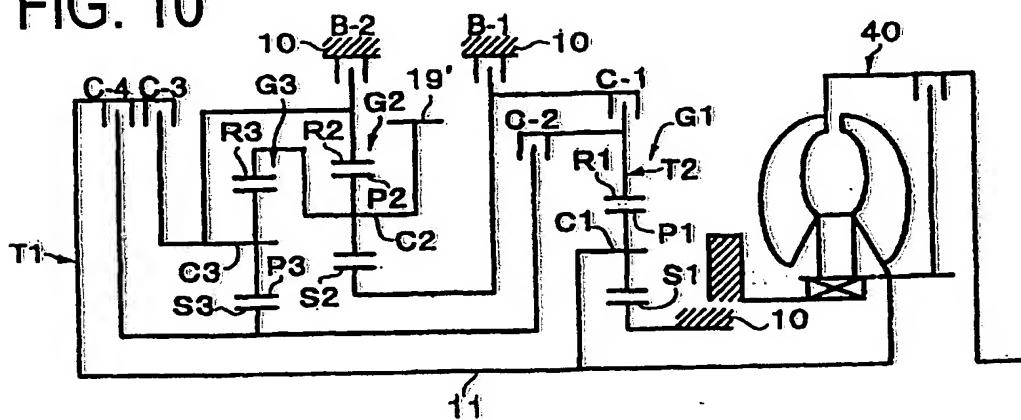


FIG. 11

	C - 1	C - 2	C - 3	C - 4	B - 1	B - 2	ÜBERSETZUNGSVERHÄLTNIS	SPRUNG
1				○	○		3.829	
2		○			○		2.408	
3			○		○		1.680	
4		○	○				1.229	
5			○	○			1.000	
6	○		○				0.807	
7	○			○			0.697	
8	○	○					0.629	
RÜCKWÄRTS				○		○	3.160	

FIG. 12

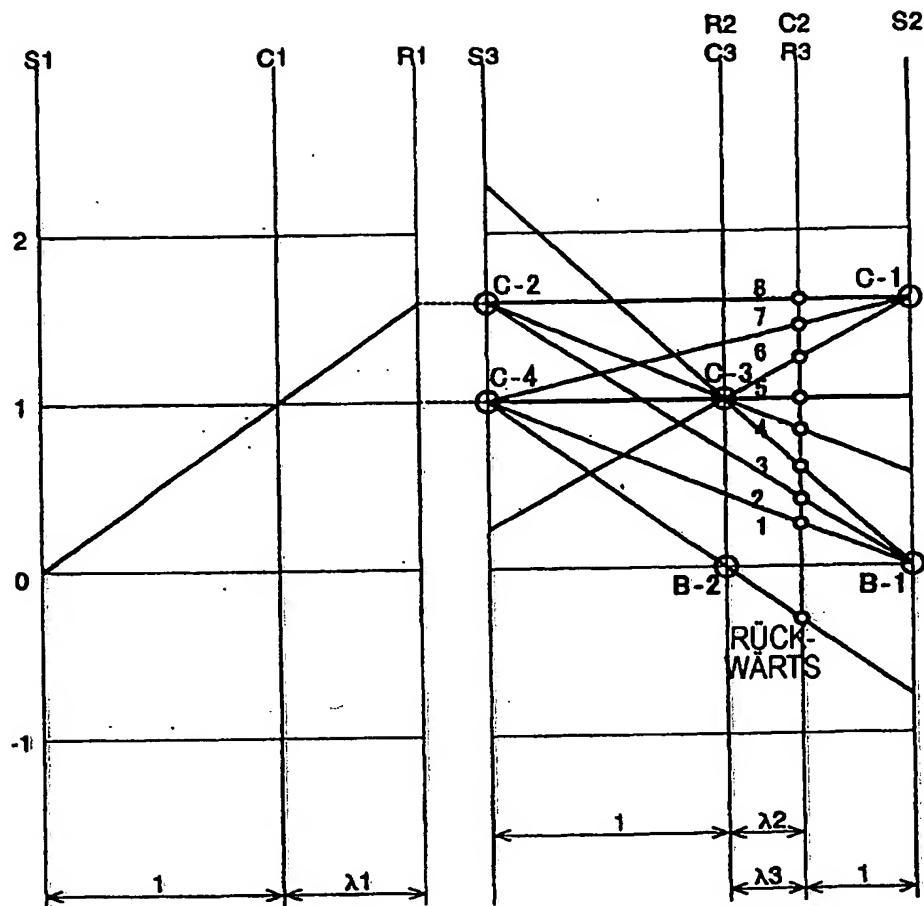
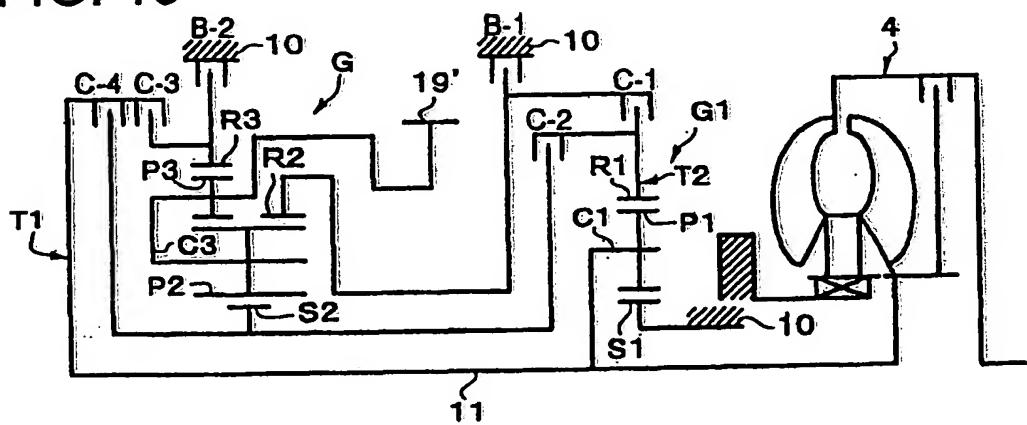


FIG. 13



## FIG. 14

DIAGONAL	C - 1	C - 2	C - 3	C - 4	B - 1	B - 2	ÜBERSETZUNGSVERHÄLTNIS	SPRUNG
1				○	○		3.556	1.56 1.35 1.34 1.26 1.23 1.14 1.11
2		○			○		2.286	
3			○		○		1.697	
4		○	○				1.263	
5			○	○			1.000	
6	○		○				0.814	
7	○			○			0.715	
8	○	○					0.643	
RÜCKWARTS				○		○	2.667	

FIG. 15

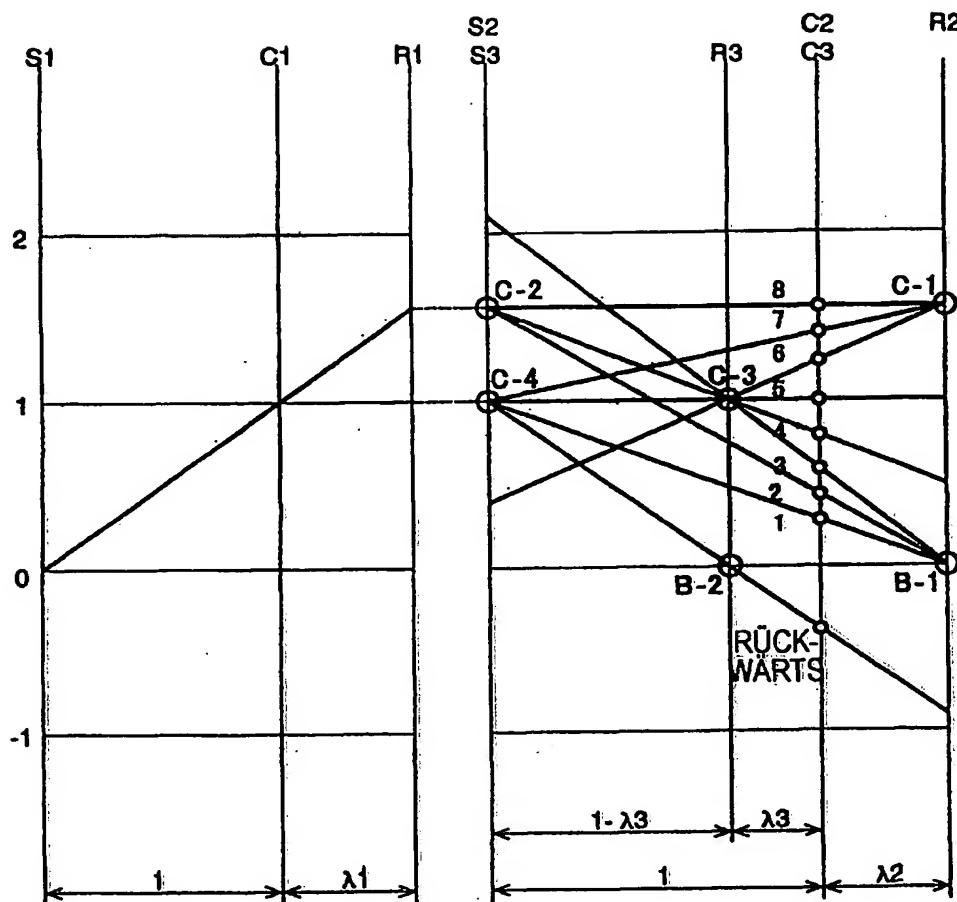


FIG. 16

		GANG NACH DEM SCHALTVORGANG							
		1	2	3	4	5	6	7	8
GANG VOR DEM SCHALT- VOR- GANG	1		○	○		○		○	
	2	○		○	○				○
	3	○	○		○	○	○		
	4		○	○		○	○		○
	5	○		○	○		○	○	
	6			○	○	○		○	○
	7	○				○	○		○
	8		○		○		○	○	